

AT 003 205 U1

## UTILITY MODEL PUBLICATION

5

METHOD FOR OPERATING AN EXTERNALLY IGNITED FOUR-STROKE  
INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH INDIRECT FUEL INJECTION

- 10 The invention relates to a method for operating an (externally) ignited four-stroke internal combustion engine with indirect fuel injection, with at least one swirl-producing inlet channel controlled by an inlet valve, and at least one outlet channel controlled by an outlet valve, fuel being injected into the inlet channel with a full load in the region of the top dead center of the gas exchange.

15

- In order to achieve a largely unthrottled operation with small gas exchange losses and favourable fuel consumption with an externally ignited internal combustion engine with indirect fuel injection with the lowest possible expense, provision is made such that with a partial load, the inlet control time is shifted to  
20 late (or delayed) by a crank shaft angle of approximately  $30^\circ$  to  $100^\circ$ , preferably approximately  $40^\circ$  to  $80^\circ$ , and that during the inlet phase fuel is injected into the inlet flow and charge layering is produced in the combustion chamber which is substantially maintained at least until the inlet closure, the start of injection preferably coming after the top dead center of the gas exchange.

BEST AVAILABLE COPY

The invention relates to a method for operating an (externally) ignited four-stroke internal combustion engine with indirect fuel injection, with at least one swirl-producing inlet channel controlled by an inlet valve, and at least one outlet channel controlled by an outlet valve, fuel being injected into the inlet channel in  
5 the region of the top dead center of the gas exchange.

Constantly more stringent requirements for fuel consumption and the reduction of exhaust gas emissions, in particular of hydrocarbons and nitrogen oxides, necessitate the use of new technologies in the field of internal combustion  
10 engines.

An essential reason for the higher specific fuel consumption of an externally ignited internal combustion engine with respect to diesel engines, for example, is the operating mode with a pre-mixed homogeneous fuel/air mixture. This  
15 requires regulation of the engine load by means of a throttle component for limiting the total amount of mixture taken in (quantity regulation).

This throttling of the intake flow leads to a thermodynamic loss which increases the fuel consumption of the internal combustion engine. The potential for  
20 reducing the consumption of the internal combustion engine by avoiding this throttling can be estimated to be approximately 25 %. Part of this improvement potential can be used if a reduction in throttling is possible in the partial load region.

25 The following possibilities are known for reducing throttle losses in Otto engines:

- A) *Lean operation*
  - a) homogenous
  - 30 b) layered (or stratified) (spark plug rich, cylinder wall lean)
- B) *Exhaust gas recirculation*
- C) *Early closure of the inlet valve (variable valve stroke)*
- D) *Late closure of the inlet valve ("Miller Cycle")*

In the following, these processes and their advantages and disadvantages are described:

5    A)    *Lean operation:*

      a)    homogeneous: with the given quantity of fuel, dethrottling is possible by increasing the quantity of air (making the mixture leaner). Making the mixture leaner causes the combustion to slow down, however, and this leads to a lower thermodynamic level of effectiveness. In order to  
10       increase the dethrottling measures are therefore required which improve the capability for making leaner. In order to observe the emission limit values, for this operation a special exhaust gas after-treatment is necessary for nitrogen oxides (DENOX catalyst).

15    b)    layered (or stratified): the slowing down of the combustion can also be countered by layering the mixture in the combustion chamber. One thus tries to produce a richer mixture than in the rest of the combustion chamber around the spark plug at the time of ignition. With injection into the suction pipe, due to the homogenising effect of the charge movement  
20       it is not possible to maintain any appreciable layering at the time of ignition. With direct injection of the fuel into the combustion chamber, by injecting shortly before ignition, stable, reproducible layering, and so unthrottled operation can be achieved. With this process too, in order to maintain the emission limit values in the vehicle, a DENOX catalytic  
25       converter must be used. In addition, with the short amount of time available for forming the mixture, one must pay particular attention to the formation of soot or its avoidance. The technical complexity required to implement direct injection is clearly higher than with a suction pipe injection.

30

      B)    *Exhaust gas recirculation (EGR):*

By recirculating inert exhaust gas, dethrottling is also possible, as with

lean operation. Because the recirculated exhaust gas does not change the air/fuel ratio, stoichiometric operation, and so conventional exhaust gas after-treatment is possible with a three-way catalyst. Combustion also slows down clearly with the addition of EGR. The same thermodynamic losses occur as with lean operation. By selectively adding the exhaust gas near to the cylinder wall, additional light layering of fresh gas near to the middle of the cylinder and exhaust gas by the cylinder wall is possible. An internal combustion engine with at least two inlet valves offers the possibility of supplying the combustion chamber with different mixture compositions via separate inlet channels. The flow in the cylinder space can be influenced by means of the design of the inlet components of the engine such that at the ignition time, a mixture layered in the desired way is present in the cylinder. It is particularly advantageous here if the richer (by supplying air) or the purer (with EGR) mixture portion is present in the center of the cylinder in the region of a centrally located spark plug, whereas towards the cylinder wall there is a thinning of the mixture and an increase in the exhaust gas concentration.

C) *Early closure of the inlet valve:*

By using a fully variable valve stroke, it is possible to close the inlet valve considerably earlier with an unchanged opening time. In this way, the engine takes in only as much air (with lower negative pressure) as it requires for stoichiometric combustion. The throttle losses clearly decrease. The disadvantages of this process are the high technical expense of producing the fully variable valve stroke and the cooling of the fuel upon expansion with the closed inlet valve. Because the inlet valve closes very early, with the downwards movement of the piston there are charge temperatures below freezing point.

D) *Late closure of the inlet valve:*

A further alternative to dethrottling is the exhausting of excessive air

taken in with low negative pressure. This happens by means of very late closure of the inlet valve when the piston moves clearly upwards (compression). The problem with this known variation of the so-called "Miller cycle" is that with extremely late closure of the inlet valve, fuel  
5 which is injected before or during the intake phase, is also exhausted once again. The reason for this is the "tumble" charge movement which is used with conventional engines with symmetrical inlet channels. A mixture roller is constructed here at 90° to the cylinder axis. An upwards flow forms on the rear-side of the cylinder in the direction of the inlet  
10 valve. This results in cylinder mis-distribution or a non-reproducible mixture composition.

Numerous internal combustion engines are known with external or internal exhaust gas recirculation. Internal combustion engines are also known with  
15 which the inlet closure is changed or set to late.

An internal combustion engine is known from EP 0 764 773 A2 with which the exhaust gas is recirculated into the inlet manifold. The advantage of this, however, is that a relatively large dead volume is formed by the inlet manifold.  
20 By means of the damping effect of the dead volume, the reaction time of the exhaust gas recirculation system is relatively slow, by means of which only relatively low exhaust gas recirculation rates are possible in the dynamic drive operation for reasons of driveability.

25 On the other hand, a further exhaust gas recirculation system is known from EP 0 764 773 A2 with which the exhaust gas is recirculated from the outlet system directly into one of two inlet channels per cylinder. With this embodiment, large dead volumes can be avoided, but even recirculation of the exhaust gas to the individual cylinders is no longer guaranteed.

30 From AT 2 434 U1 an externally ignited internal combustion engine is known with several cylinders and a device for thinning the charge for air or recirculated exhaust gas, which has a general manifold for all cylinders of a series into

which the supply line discharges and which is flow connected to an inlet channel via at least one distributor channel per cylinder. In this way, a high degree of charge thinning which is the same for all cylinders is made possible, the gas dynamics of the recirculated exhaust gas only being unsubstantially damped upon recirculation of the exhaust gas. The internal combustion engine here has one tangential channel per cylinder for producing a rotation of the cylinder charge around the cylinder axis and a neutral channel which neither brings about a marked swirl flow nor a tumble flow. These types of internal combustion engine tolerate high quantities of recirculated exhaust gas.

An internal combustion engine with a neutral channel and a tangential channel per cylinder is also known from AT 402 535 B, fuel being introduced into both inlet channels via an injection device disposed between the inlet channels. Both inlet channels flow here at pre-defined angles into the combustion chamber so that on the one hand, with a partial load, a high degree of charge swirl is achieved without having any negative effect upon the charge inflow with a full load due to lower flow through values.

EP 0 764 773 A1 discloses a similar internal combustion engine with neutral and tangential channels each flowing into a cylinder, the fuel being injected into the neutral channel controlled by a throttle device. In the closed state, the throttle device makes possible a defined minimum flow through. With this embodiment, a stable radial mixture layering can be achieved. Furthermore, an external exhaust gas recirculation between the outlet channel and the tangential channel is shown in EP 0 764 773 A1.

Different processes are known for achieving internal exhaust gas recirculation. DE 1 222 735 B describes an internal combustion engine with which the opening time of the inlet valve is shifted far into the outlet period.

DE 1 401 228 B shows a diesel engine with which combustion gases flow into the intake system by changing the control time of the outlet and inlet valves.

With DE 27 10 189 A1 internal exhaust gas recirculation is achieved by delayed closure of the outlet valve by means of mounting support height adjustment of the rocker arm mounting.

- 5 DE 21 25 368 A shows a four-stroke engine with which the outlet valve is opened during the intake stroke shortly before the maximum inlet valve stroke by means of an additional cam.

- DE 26 38 651 A discloses an internal combustion engine with which the outlet  
10 valve is opened before the closure of the intake valve and upon positioning of the piston shortly before it reaches the bottom dead center, once again by means of an additional cam.

- It is the object of the invention to avoid the aforementioned disadvantages and  
15 to develop a process with which, with an externally ignited internal combustion engine with suction pipe (or inlet manifold) injection, a partial load operation with very little throttle can be achieved in the simplest possible way. In particular, a partial load operation with very little throttle should be made possible without the comparably high expense of direct injection or of a fully variable valve stroke.

20

- This is achieved according to the invention in that with a partial load, the inlet control time is shifted to late (or delayed) by a crank shaft angle of approximately  $30^\circ$  to  $100^\circ$ , preferably approximately  $40^\circ$  to  $80^\circ$ , and that during the inlet phase, fuel is injected into the inlet flow, and charge layering is  
25 produced in the combustion chamber which is substantially maintained at least until the inlet closure, the start of injection preferably coming after the top dead center of the gas exchange. Provision is made here such that the charge layering is produced by inlet flow swirl, preferably by cutting off a channel. By means of the synchronised intake injection, the cloud of fuel mixture is  
30 introduced with the swirl flow during the downwards movement of the piston into the combustion chamber, and layering is produced in the region of the top dead center of the piston, the cloud of fuel mixture being concentrated in a layer near to the piston. The effect of this temporary charge layering is that during the

exhausting stroke of the excessive air taken in, no fuel is pushed back into the inlet channel. The exhausting of the excessive air taken in is implemented here with ambient pressure when the internal combustion engine is operated without throttling.

5

It is particularly favourable if with late setting of the inlet control time, the inlet closure happens at approximately  $80^\circ$  to  $150^\circ$ , preferably approximately  $90^\circ$  to  $140^\circ$  after the bottom dead center following the gas exchange. Largely unthrottled operation without direction injection, layer charge or lean operation is thus possible. The advantage of this is that exceptionally low gas exchange losses and very favourable fuel consumption can be achieved.

10

In a particularly preferred embodiment variation of the invention, provision is made such that at least in the partial load region, the outlet control time is shifted to late, preferably by an angle of approximately  $10^\circ$  to  $30^\circ$ , such that the outlet closure takes place in the region of the inlet start or after the inlet start. By setting the outlet control time to late, it is avoided that negative pressure causing gas exchange losses is produced in the early intake phase close to the top dead center when the inlet control time is set to late. At the same time, by the delayed closure of the outlet valves, internal exhaust gas recirculation in the cylinder space can be achieved.

20

In order to make possible an intake synchronised injection, it is advantageous if the end of injection takes place in the partial load operation before the maximum inlet stroke of the inlet valve, preferably at approximately  $90^\circ$  after the top dead center of the gas exchange.

25

It is known that with delayed inlet closure, dethrottled operation can be achieved ("Miller cycle"). There is, however, the risk here that by means of the delayed closure point of the inlet valves, part of the fuel is pushed back into the intake pipe. This is avoided with the method according to the invention in that the fuel injection happens with synchronised intake, and the fuel/air mixture is brought

30



into the combustion chamber in the form of a swirl flow, and so charge layering is produced.

The control time adjustment happens within the framework of this invention by turning and/or shifting the corresponding inlet and outlet cam shaft, for example pneumatically, hydraulically, electrically or mechanically. With respect to a fully variable valve stroke, for example by means of electric or hydraulic valve operation, with which throttle-free partial load operation is also possible, the control time adjustment by turning the shifting the cam shaft ("cam shifting") has the advantage of less production and control costs.

The method according to the invention can be used particularly advantageously with an externally ignited internal combustion engine with indirect fuel injection into at least one inlet channel, which has one tangential channel and one neutral channel per cylinder, a control component being disposed in the neutral channel. It is particularly favourable for the internal combustion engine to have an injection valve which injects into both inlet channels.

In the following, the invention is described in greater detail taking reference to the Figures.

Fig. 1 shows a valve stroke crank angle diagram, Fig. 2 shows the inlet flow during the intake phase in a schematic inclined view, Fig. 3 shows a section through a combustion chamber with the charge movement shown during the upwards movement of the piston, and Fig. 4 shows a top view of a cylinder of this internal combustion engine.

In the diagram shown in Fig. 1, the valve stroke  $H$  is plotted against the crank position  $KW$  in degrees of crank angle for inlet valves and outlet valves, for full load operation and partial load operation respectively. Reference number  $E_T$  indicates the valve stroke  $H$  of the inlet valves with a partial load,  $E_v$  indicates the valve stroke of the inlet valves with a full load. The valve stroke  $H$  of the outlet valves for a partial load or for a full load is indicated with  $A_T$  or  $A_v$ . It can

be clearly seen that with a partial load, the control times of the inlet valves and of the outlet valves are shifted to late, the late setting of the inlet cam shaft being approximately  $50^\circ$  such that the inlet closure is at  $90^\circ$  to  $140^\circ$  after the bottom dead center UT after the gas exchange. In the example of an  
 5 embodiment, the control time adjustment of the outlet valve stroke is approximately  $20^\circ$  crank angle to late. By shifting the inlet control time to late, dehtrottling is brought about such that during the exhaust phase R the superfluous air in the combustion chamber is blown back into the suction pipe with ambient pressure.

10

Because the outlet control time is also adjusted to late (or delayed) by an angle of approximately  $20^\circ$  crank angle such that the closure time of the outlet valves does not come before the opening time of the inlet valves, it is possible for the intake also to take place during the EGR phase with ambient pressure (exhaust  
 15 gas pressure). In this way, exceptionally low gas exchange losses occur. At the same time there is internal recirculation of exhaust gas during the EGR phase in the cylinder. During the AN phase, air or mixture is taken in from the inlet channels.

20 With  $I_v$ , the region of the injection with a full load, and with  $I_T$  the region of the injection with a partial load is plotted.

For the method according to the invention it is essential that the fuel is injected into the suction pipe with synchronised intake, the start of injection not coming  
 25 before the top dead center OT of the gas exchange. On the other hand, it is significant that the cloud of mixture is brought into the combustion chamber in a swirl flow with the fuel so that in the region of the bottom dead center UT after the gas exchange in the region of the piston temporary layering of mixture forms which is maintained at least until the complete closure of the inlet valves, as can  
 30 be seen in Figs. 2 and 3.

Figs. 2 and 3 show the process schematically. The internal combustion engine illustrated has for each cylinder 1 a tangential channel 2 and a neutral channel 3

which flow into the cylinder 1 via a roof-shaped combustion chamber cover 4. In at least one or in both inlet channels 2, 3 fuel 5a is injected by means of an injection device 5, said fuel being conveyed downwards by the swirl flow 6 of the tangential channel 2 with the downwards movement of the piston 7 in the form of a cloud of mixture 8. In the region of the bottom dead center temporary layering of charge forms such that the cloud of mixture 8 remains close to the piston 7. During the upwards movement of the piston 7 indicated by the arrow 9 in Fig. 3, superfluous air within the cylinder 1 is blown out again through the inlet channels 2, 3. Before the layer with the cloud of mixture 8 can reach the inlet valves 10, these are closed again so that no fuel can be pushed back into the inlet channels. Fig. 3 shows the position of the piston with the inlet valve closure with 7a, and the corresponding position of the cloud of mixture with inlet closure with 8a.

Fig. 4 shows a top view onto a cylinder 1 of an internal combustion engine which is suitable for application of the method according to the invention. The internal combustion engine has an inlet system with two inlet channels per cylinder 1 commencing from an inlet manifold (not shown), one of which is in the form of a tangential channel 2, and the other in the form of a neutral channel 3. The tangential channel 2 and the neutral channel 3 respectively flow via an inlet opening 2a, 3a into the combustion chamber of the cylinder 1, each inlet opening 2a, 3a being controlled by a valve 10. The channel separation wall 11 between the tangential channel 2 and the neutral channel 3 has an opening 12 close to the inlet openings 2a, 3a which connects the tangential channel 2 and the neutral channel 3 to one another. In the region of this opening 12 between the two inlet channels 2, 3 an injection valve 5 is provided which is disposed with respect to the two inlet channels 2, 3 such that in each of the two inlet channels 2, 3 a jet of fuel 5a is injected through the defined opening 12 towards the inlet openings 2a, 3a.

In the neutral channel 3, upstream of the opening 12, a control component 13, for example a throttle flap or a throttle valve is disposed which in the closed state makes possible a minimum flow through of between approximately 5 %

and approximately 20 %, for example approximately 10 % of the maximum flow through the neutral channel 3.

On the side lying opposite the inlet side in relation to the longitudinal level of the engine 1a, two outlet openings 14, 15 are disposed in the roof-shaped combustion chamber cover 4 formed by the cylinder head which are controlled by means of outlet valves 19. Outlet channels 16 of an outlet system (not illustrated) commence from the outlet openings 14, 15.

The method according to the invention makes it possible to recirculate a specific quantity of exhaust gas internally. If this exhaust gas circulation is not sufficient, or if charge thinning is desired, a device 30 as indicated in Fig. 4 for charge thinning can be provided which has a common manifold 22 for several cylinders 1 into which a supply line 21 flows. The manifold 22 is connected to one inlet channel 2 per cylinder 1 via distributor channels 24. In order to control the flow, a valve 23 is provided in the supply line 21 which can be equipped with a multiphase motor in order to achieve fast and precise regulation.

Depending upon whether one desires external recirculation of exhaust gas or charge thinning by additional air, the supply line 21 is either connected to an outlet channel 16 or to an air supply system for pure air. In Fig. 4, reference number 17 is used to indicate a centrally disposed spark plug. The arrow 6 symbolises the swirl flow entering into the cylinder 1, and the arrow 6a symbolises the swirl-neutral flow coming out of the neutral channel 3.

By means of the method according to the invention, a largely unthrottled operation is possible without direct injection, layer charging or lean operation. There are therefore exceptionally low gas exchange losses and favourable fuel consumption. Because only conventional cam shaft phase adjustment devices can be used to adjust the control time, substantially less costs are incurred in comparison with a fully variable valve stroke.

**CLAIMS**

1. A method for operating an externally ignited four-stroke internal combustion engine with indirect fuel injection, with at least one swirl-producing inlet channel controlled by an inlet valve, and at least one outlet channel controlled by an outlet valve, fuel being injected into the inlet channel in the region of the top dead center of the gas exchange, **characterised in that** with a partial load the inlet control time is shifted to late by a crank shaft angle of approximately 30° to 100°, preferably approximately 40° to 80°, and that during the inlet phase fuel is injected into the inlet flow and charge layering is produced in the combustion chamber which is substantially maintained, at least until the inlet closure, the start of injection preferably coming after the top dead center of the gas exchange.
2. The method according to Claim 1, **characterised in that** with the late setting of the inlet control time, the inlet closure happens at approximately 80 to 150°, preferably at approximately 90 to 140° after the bottom dead center following the gas exchange.
3. The method according to Claim 1 or 2, **characterised in that** the charge layering is produced by swirl of the inlet flow.
4. The method according to Claim 3 for an internal combustion engine with two inlet channels per cylinder, **characterised in that** the swirl of the inlet flow is produced by cutting off an inlet channel.
5. The method according to any of Claims 1 to 4, **characterised in that** at least in the partial load region, the outlet control time is shifted to late, preferably by an angle of approximately 10 ° to 30°, particularly preferably by approximately 20°, such that the outlet closure happens in the region of the inlet start or after the inlet start.

6. The method according to any of Claims 1 to 5, **characterised in that** the end of injection in the partial load operation happens before the maximum inlet stroke of the inlet valve, preferably at approximately 90° after the top dead center of the gas exchange.
- 5
7. The method according to any of Claims 1 to 6, **characterised in that** the internal combustion engine is operated without throttle.
8. The method according to any of Claims 1 to 7, **characterised in that** the shifting of the inlet control time happens by turning and/or shifting the cam shaft.
- 10
9. Application of the method according to any of Claims 1 to 8 with an (externally) ignited four-stroke internal combustion engine, with at least two inlet channels (12, 13) per cylinder (1), with indirect fuel injection into at least one inlet channel (2, 3), one inlet channel being in the form of a tangential channel (2) and one inlet channel being in the form of a neutral channel (3), and a control component (13) being disposed in the neutral channel (3).
- 15
10. The application according to Claim 9 for an internal combustion engine with one injection valve (5) per cylinder (1) injecting into both inlet channels (2, 3).
- 20

51

Int. Cl. 3:

F01 L 9/02

19

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES



PATENTAMT

DE 29 26 327 A 1

11

# Offenlegungsschrift 29 26 327

21

Aktenzeichen:

P 29 26 327.2

22

Anmeldetag:

29. 6. 79

43

Offenlegungstag:

29. 1. 81

34

Unionspriorität:

22 23 31

54

Bezeichnung:

Mechanisch-hydraulische Ventilsteuerung

71

Anmelder:

Volkswagenwerk AG, 3180 Wolfsburg

72

Erfinder:

Oetting, Hermann, Dr.-Ing., 3300 Braunschweig; Fleischer, Volkmar, Ing.(grad.), 3180 Wolfsburg; Schrick, Peter, Dr.-Ing., 5630 Remscheid

59

Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht zu ziehende Druckschriften:

DE-PS 8 04 001

DE-AS 10 18 880

DE-OS 20 06 844

AT 1 16 618

CH 2 00 141

GB 1 27 676

US 21 26 885

DE 29 26 327 A 1



VOLKSWAGENWERK 2926327

AKTIENGESELLSCHAFT

3180 Wolfsburg

Unsere Zeichen: K 2711

1702pt-we-jä

28. Juni 1979

ANSPRÜCHE

1. Mechanisch-hydraulische Ventilsteuerung für Hubkolben-Brennkraftmaschinen mit einem jedem Ventil zugeordneten ersten Kolbenelement, das auf das von einer Schließfeder belastete Ventil einwirkt, mit einem zweiten, von einem Nocken der Nockenwelle betätigbaren Kolbenelement und mit einem zwischen den beiden Kolbenelementen angeordneten Arbeitsraum, der ein die Betätigungsbewegung des Nockens Übertragendes, hydraulisches Druckmittel aufweist, dadurch gekennzeichnet, daß der Arbeitsraum (5) über eine Steuervorrichtung (6) mit einem Druckmittelraum (7,21) verbindbar ist, der zur Einhaltung eines konstanten Druckmitteldruckes ausgebildet ist.
2. Ventilsteuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuervorrichtung durch einen Drehschieber (6) gebildet ist, der auf einer mit der Drehzahl der Nockenwelle (30) angetriebenen Welle (33) gehalten ist.
3. Ventilsteuerung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Stellung der Drehschieberwelle (33) relativ zur Nockenwelle (30) in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Brennkraftmaschine veränderbar ist.

030065/0094

Vorsitzender  
des Aufsichtsrats:  
Hans Birnbaum

Vorstand: Toru Schmücker, Vorsitzender • Prof. Dr. techn. Ernst Fiele • Dr. jur. Peter Freyk • Günter Hartwich  
Horst Münzner • Dr. rer. pol. Werner P. Schmidt • Gottlieb M. Strobl • Prof. Dr. rer. pol. Friedrich Thomée  
Sitz der Gesellschaft: Wolfsburg Amtsgericht Wolfsburg HRB 215

ORIGINAL INSPECTED



4. Ventilsteuerung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß zum Antrieb der Drehschieberwelle (33) ein von der Nockenwelle (30) angetriebener Riementrieb (31, 32, 34) vorgesehen ist, an dem eine in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Brennkraftmaschine verstellbare Exzenter Scheibe (40) sowie eine die Riemen spannung konstant haltende Spannrolle (35 - 38) angreifen.
5. Ventilsteuerung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die den Einlaß- und Auslaßventilen zugeordneten Drehschieber auf einer einzigen Drehschieberwelle (33) angeordnet sind.
6. Ventilsteuerung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß den Einlaß- oder den Auslaßventilen jeweils ein konzentrisch zu dem Drehschieber (6) angeordneter, diesen unmittelbar umgebender Ringschieber (42) zugeordnet ist, der zur relativen Veränderung der Ventilsteuerzeiten der Einlaß- und Auslaßventile zueinander in Abhängigkeit von dem Betriebszustand der Brennkraftmaschine verdrehbar ist.
7. Ventilsteuerung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckmittelraum (21, 7) ein Druckbegrenzungsventil (14) aufweist und über eine Drossel (10) mit der Hauptschmiermittelleitung (13) der Brennkraftmaschine verbunden ist.
8. Ventilsteuerung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß an den Druckmittelraum (21) wenigstens ein in einem Zylinder (16) gegen eine Rückstellfeder (17) verstellbarer Ausgleichskolben (15) angeschlossen ist.
9. Ventilsteuerung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß das zweite Kolbenelement (4) an seiner dem Ventil (2) abgewandten Stirnfläche einen im Durchmesser reduzierten, zylindrischen Ansatz (11) aufweist, der beim Schließen des Ventils in einen zylindrischen Gehäusebund (12) eintaucht.

030065/0094

10. Ventilsteuerung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß an den Arbeitsraum (5) ein bei Überschreitung eines vorgegebenen Druckes öffnendes Überdruckventil (45) angeschlossen ist.
11. Ventilsteuerung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß ein von dem zylindrischen Ansatz (11) des zweiten Kolbenelementes (4) und dem zylindrischen Gehäusebund (12) eingeschlossener Dämpfungsraum (54) während des Öffnungshubes des Ventils (2) mit dem Arbeitsraum (5) verbindbar ist.
12. Ventilsteuerung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß eine zu dem Dämpfungsraum (54) führende Verbindungsleitung (55) in der Weise an dem Drehschieber (6) angeschlossen ist, daß ihre Verbindung zu dem Arbeitsraum (5) während des Öffnungshubes des Ventils (2) geöffnet und während des Schließhubes geschlossen ist.
13. Ventilsteuerung nach einem der Ansprüche 1 bis 6 und 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Ausgleichskolben (15') den Druckmittelraum (58) in einer ersten Stellung mit der Druckmittelleitung (7) und in einer zweiten Stellung mit einer Ablaufleitung (60) verbindet.
14. Ventilsteuerung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß der Ausgleichskolben (15') eine Ringnut (56) aufweist, über die die Druckmittelleitung (7) in der ersten Stellung des Ausgleichskolbens mit einer zu dem Druckmittelraum (58) führenden Leitung (57) verbindbar ist.
15. Ventilsteuerung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß der Ausgleichskolben (15') eine den Druckmittelraum (58) in der zweiten Stellung mit der Ablaufleitung (60) verbindende stirnseitige Steuerkante (59) aufweist.

030065/0094

ORIGINAL INSPECTED



VOLKSWAGEN WERK 2926327

AKTIENGESELLSCHAFT

3180 Wolfsburg

- 4 -

Unsere Zeichen: K 2711

1702pt-we-j8

### Mechanisch-hydraulische Ventilsteuerung

Die Erfindung bezieht sich auf eine mechanisch-hydraulische Ventilsteuerung für Hubkolben-Brennkraftmaschinen der im Oberbegriff des Patentanspruchs genannten Bauart.

Die Steuerung und Betätigung der Ein- und Auslaßventile von Hubkolben-Brennkraftmaschinen erfolgt heute fast ausschließlich durch mechanische Nockentriebe. Diese Art der Ventiltriebssteuerung erlaubt im Betrieb jedoch keine wesentliche Veränderung der Ventilsteuerzeiten relativ zur Kolbenstellung. Das ist insbesondere dann nachteilig, wenn beispielsweise zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs die Drosselverluste gesenkt werden sollen, das Verfahren der sogenannten verlängerten Dehnung verwendet oder eine Verringerung der Ventilüberschneidung bei kleineren Drehzahlen, in Leerlaufnähe oder auch zum besseren Starten des Motors vorgenommen werden soll. In allen diesen Fällen ist ein Ventiltrieb mit einer größtmöglichen Veränderbarkeit der Ventilsteuerzeiten erforderlich.

Es sind zwar bereits kombinierte mechanisch-hydraulische Ventilsteuerungen der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 genannten Bauart bekannt (DE-OS 24 48 311). Bei diesen wird jedoch die

030065/0094

Vorsitzender  
des Aufsichtsrats:  
Herrn Hornbaum

Vorstand: Herr Dr. jur. h. c. h. c. Ernst Fiedler  
Herr Dr. rer. pol. Werner P. Schmidt  
Sitz der Gesellschaft: Wolfsburg

Dr. jur. Peter Frank  
Günter Harwich  
Prof. Dr. rer. pol. Friedrich Thomée  
Amtsgericht Wolfsburg HRB 215

Verbindung des zwischen den beiden Kolbenelementen befindlichen Arbeitsraums mit einem Druckmittelvorratsbehälter durch die Stellung von an den Kolbenelementen vorgesehenen Steuerkanten gegenüber verschiebbaren Steuerbuchsen gesteuert. Solche Steuerungen erfordern jedoch eine Fertigung der Steuerkanten mit sehr hoher Genauigkeit, was einen erheblichen Aufwand bedingt.

Die der vorliegenden Erfindung zugrundeliegende Aufgabe besteht daher darin, eine mechanisch-hydraulische Ventilsteuerung zu schaffen, bei der mit relativ einfachen und wenig aufwendigen Mitteln eine weitgehende Veränderbarkeit der Ventilsteuerzeiten zur optimalen Anpassung an verschiedene Betriebszustände der Brennkraftmaschine möglich wird.

Die Lösung dieser Aufgabe wird gemäß der Erfindung dadurch erreicht, daß der Arbeitsraum über eine Steuervorrichtung mit einem Druckmittelraum verbindbar ist, der zur Einhaltung eines konstanten Druckmitteldruckes ausgebildet ist. Weitere zweckmäßige Ausgestaltungen ergeben sich gemäß den Unteransprüchen. Die erfindungsgemäße Ventilsteuerung ermöglicht eine weitgehende Anpassung der Ventilsteuerzeiten an die in den jeweiligen Betriebszuständen vorliegenden Bedürfnisse der Brennkraftmaschine. Dies wird durch Veränderung der relativen Winkellage der Drehschieberwelle zur Nockenwelle erreicht, wobei je nach Bedarf der Öffnungs- oder Schließzeitpunkt der Ventile verändert werden kann.

In der Zeichnung sind Ausführungsbeispiele der Erfindung dargestellt, die im folgenden näher beschrieben werden. Es zeigen

Figuren 1 - 4 den schematischen Aufbau der erfindungsgemäßen Ventilsteuerung bei verschiedenen Stellungen der Nockenwelle,

Figur 5 die Kolbenbewegungen der Ventilsteuerung in einem Diagramm, bei dem auf der Ordinate der Kolbenweg und auf der Abszisse die Zeit in Grad Kurbelwinkel aufgetragen ist,

030065/0094

ORIGINAL INSPECTED

- Figur 6 eine schematische Darstellung der Antriebs einer Drehschieberwelle gemäß der Erfindung,  
 Figur 7 eine andere Ausführung gemäß der Erfindung, bei der zusätzlich zu dem Drehschieber noch ein Schieberring vorgesehen ist,  
 Figur 8 eine Ausführung des Ventiltriebes mit einer weiteren Besonderheit,  
 Figur 9 ein Diagramm des Nocken- und Ventiltriebes der Ausführung nach Figur 8 und  
 Figur 10 eine weitere Ausführungsvariante des Ventiltriebes.

Die in den Figuren 1 bis 4 gezeigte Ventilsteuerung für die Ventile einer Hubkolben-Brennkraftmaschine weist im wesentlichen dieselben Elemente auf, die lediglich unterschiedliche Stellungen einnehmen. Dabei ist mit 1 ein zur Betätigung eines Ventils 2 vorgesehener Nocken bezeichnet, der jedoch nicht direkt auf das Ventil 2 einwirkt, sondern zunächst auf ein erstes, tassenstößelartiges Kolbenelement 3, das in einer einen Arbeitsraum 5 einschließenden zylindrischen Bohrung eines Zylinderkopfes 22 verschiebbar gehalten ist. Ein zweites, tassenstößelartiges Kolbenelement 4 ist mit dem Schaft des Ventils 2 verbunden und begrenzt den Arbeitsraum 5 nach unten hin. Dieses zweite Kolbenelement 4 wird von einer Ventilschließfeder 8 in Schließrichtung des Ventils 2 belastet, während zwischen den beiden Kolbenelementen 3 und 4 eine zweite, gegenüber der Ventilschließfeder 8 schwächere Druckfeder 9 vorgesehen ist, die das erste Kolbenelement 3 gegen die Laufbahn des Nockens 1 drückt.

Der Arbeitsraum 5 ist über Anschlußleitungen 18 und 21 sowie eine zwischen diesen Anschlußleitungen angeordnete, als Drehschieber 6 ausgebildete Steuervorrichtung mit einer Druckmittelleitung 7 verbunden, in der ständig ein in etwa konstanter Druckmitteldruck eingehalten wird. Diese Druckmittelleitung 7 ist über eine Drossel 10 mit dem Hauptschmiermittelsystem 13 der Brennkraftmaschine verbunden und weist ein bei Überschreitung eines vorgegebenen Druckes ansprechendes Druckbegrenzungsventil 14 auf. Die Druckmittelleitung 7 ist weiterhin an einen oder mehrere zylindrische Räume 16 angeschlossen, in denen jeweils ein unter der Belastung einer Feder 17 stehender Ausgleichskolben 15 verschiebbar gehalten ist.

030065/0094

Je nach Stellung des Drehschiebers 6 bzw. der an diesem angebrachten Steuerkanten 19 und 20 ist die Anschlußleitung 18 mit der Anschlußleitung 21 und damit mit der Druckmittelleitung 7 verbunden oder von dieser getrennt. Der Drehschieber bestimmt damit die Übertragung der Betätigungskräfte von dem Nocken 1 auf das Ventil 2 und somit dessen Steuerzeiten, da bei geschlossener Stellung des Drehschiebers 6 die Nockenbewegung 1 über das erste Kolbenelement 3 und das inkompressible, hydraulische Druckmittel des Arbeitsraums 5 auf das Kolbenelement 4 und das mit diesem verbundene Ventil 2 direkt übertragen wird, während bei geöffneter Stellung des Drehschiebers das Ventil 2 durch Einwirkung der Ventilschließfeder 8 in Richtung Schließen bewegt wird, wobei die aus dem Arbeitsraum 5 herausgeschobene Druckmittelmenge eine Verstellung des Ausgleichskolbens 15 um einen entsprechenden Betrag bewirkt.

Die Darstellung in der Figur 6 zeigt an, in welcher Weise die den Drehschieber 6 aufweisende Drehschieberwelle 33 von der Nockenwelle 30 angetrieben wird. Dazu dient ein Zahnriementrieb, der aus einem auf der Nockenwelle 30 befestigten Antriebsrad 31, einem Zahnriemen 32 und einem getriebenen Rad 34 besteht, das auf der Drehschieberwelle 33 befestigt ist. Die Spannung des Zahnriementriebes wird durch eine Spannrolle 35 bewirkt, die an einem in einem Lagerbock 38 geführten Tragarm 36 gehalten ist, der unter dem Einfluß einer die Rolle 35 in Spannrichtung beaufschlagenden Druckfeder 37 steht. An der der Spannrolle 35 gegenüberliegenden Seite des Riementriebes ist eine Exzentrerscheibe 40 auf einer Achse 41 gehalten. Durch Verstellen der Exzentrerscheibe 40 kann nun die relative Winkellage der Drehschieberwelle 33 im Verhältnis zur Nockenwelle 30 verändert werden. So wird ausgehend von der in der Zeichnung gezeigten Stellung durch Verdrehen der Exzentrerscheibe in der einen oder anderen Richtung die Drehschieberwelle 33 gegenüber der Nockenwelle 30 entgegen dem Uhrzeigersinn verstellt, wobei die Spannrolle 35 die von der Exzentrerscheibe 40 freigegebene Riemenlänge ausgleicht, so daß sich gegenüber der mit ausgezogenen Linien angedeu-

030065/0094

ORIGINAL INSPECTED

teten Riemenstellung der mit strichpunktierten Linien angedeutete Verlauf ergibt.

Auf die zuvor beschriebene Weise kann also, beispielsweise in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Brennkraftmaschine die Stellung des Drehschiebers im Verhältnis zur Stellung des Nockens geändert werden, so daß die Steuerzeiten der Ventile während des Betriebs verändert werden können. Dabei wäre es zweckmäßig, wenn die allen Ventilen zugeordneten Drehschieber auf einer einzigen Drehschieberwelle angeordnet wären, wie dies bei der Darstellung der Figur 6 vorausgesetzt wird. Dort ist nämlich an dem Motorgehäuse 39 nur eine einzige Drehschieberwelle 33 vorgesehen. Diese Ausbildung würde jedoch zur Folge haben, daß die Steuerzeiten der Einlaß- und Auslaßventile in gleicher Weise verändert werden, was mitunter nicht unbedingt sinnvoll und zweckmäßig ist. Um hier eine unterschiedliche Veränderbarkeit der Ventilsteuerzeit zu erreichen, könnten zwei getrennte Drehschieberwellen, von denen die eine die Drehschieber der Einlaßventile und die andere die Drehschieber der Auslaßventile antreibt, vorgesehen sein. Eine andere einfache Möglichkeit, die Steuerzeiten der beiden Ventilarten unterschiedlich zu gestalten; besteht darin, gemäß der Darstellung in der Figur 7 konzentrisch um den Drehschieber 6' der einen Ventilart einen Ringschieber 42 anzuordnen, der eine mit dem Leitungsanschluß 18' korrespondierende Umfangsöffnung 43 und eine mit dem Leitungsanschluß 21' korrespondierende zweite Umfangsöffnung 44 aufweist. Dieser Schieberring 42 könnte dabei um einen bestimmten Betrag verdrehbar sein, wodurch die Öffnungszeitpunkte des Drehschiebers 6' in dem Sinne veränderbar sind, daß bei einer Verdrehung des Schieberringes im Uhrzeigersinn die Öffnung später und bei einer Verdrehung entgegen dem Uhrzeigersinn die Öffnung früher erfolgt.

Die Funktion und Wirkungsweise der erfindungsgemäßen Anordnung soll im folgenden anhand der in den Figuren 1 bis 4 dargestellten verschiedenen Stellungen der Ventiltriebsteile sowie anhand des in der Figur 5 gezeigten Diagramms erläutert werden. Ausgehend von der

030065/0094

in der Figur 1 gezeigten Stellung, bei der das Ventil 2 in seiner Schließstellung steht, in der es den in den Brennraum 24 einmündenden Ansaug- bzw. Auslaßkanal 23 gerade noch versperrt, ergibt sich bei einer Weiterdrehung der Nockenwelle durch Auflauf der Erhöhung des Nockens 1 auf dem ersten tassenstößelartigen Kolben-element 3 dessen Verschiebung in Richtung auf das Ventil 2. Da in dieser Stellung der Arbeitsraum 5 durch den noch in einer Schließstellung stehenden Drehschieber 6 abgesperrt wird, wird diese Bewegung des Kolbenelements 3 unverändert auf das Kolbenelement 4 und damit auf das Ventil 2 übertragen, so daß das Ventil geöffnet wird.

In der Figur 2 ist die Stellung gezeigt, bei der der Drehschieber 6 gerade noch geschlossen ist, während einige Winkelgrade später die Steuerkante 19 die Verbindung des Leitungsanschlusses 18 mit dem Leitungsanschluß 21 und damit mit der Druckmittelleitung 7 öffnet. Diese Öffnung bewirkt, daß ein mit zunehmender Öffnung immer größer werdender Teil des von dem ersten Kolbenelement 3 verschobenen Druckmittelvolumens in die Leitungen 21 und 7 sowie unter Verschiebung des Ausgleichskolbens 15 in den Zylinder 16 gedrückt und damit nicht mehr zur Verstellung des zweiten Kolbenelements 4 und des Ventils 2 in Öffnungsrichtung verwendet wird.

Schließlich wird ein Punkt erreicht, an dem über den geöffneten Drehschieber 6 mehr Druckmittel aus dem Arbeitsraum 5 in das im wesentlichen auf konstantem Druck verbleibende Druckmittelsystem 7 herübergedrückt wird, als der Verschiebung des ersten Kolbenelementes 3 durch den Nocken 1 entspricht. In diesem Augenblick beginnt das Ventil 2 unter der Belastung der auf das zweite Kolbenelement einwirkenden Ventilschließfeder 8 zu schließen. Dieser Schließvorgang beginnt, noch bevor die größte Erhebung des Nockens auf das erste Kolben-element 3 eingewirkt hat, welche Stellung in der Figur 3 erreicht ist. Hier ist das Ventil 2, wie aus der Zeichnung ersichtlich ist, auch bereits um einen bestimmten Betrag in Schließrichtung verstellt.

Bei der Weiterdrehung der Nockenwelle und der Drehschieberwelle ergibt sich schließlich durch das Zurücklaufen des ersten Kolben-

030065/0094

ORIGINAL INSPECTED



elementes 3 eine Beschleunigung der Schließbewegung des Ventils 2. Dieses ist schließlich geschlossen, noch bevor der Nocken 1 mit seinem Grundkreis auf dem ersten Kolbenelement 3 abrollt und dieses also wieder seine Ausgangsstellung erreicht hat. Während des letzten Teils der Rückbewegung des ersten Kolbenelements 3 strömt übrigens das Druckmittel wieder aus der Leitung 7 und aus dem als Speicher wirkenden Zylinder 16 durch die Anschlußleitungen 21 und 18 in den Arbeitsraum 5 zurück, um dessen sich wieder vergrößerndes Volumen mit Druckmittel zu füllen. Während dieser Druckmittelverschiebung steht der Drehschieber 6 selbstverständlich in seiner Offenstellung.

Die Figur 5 zeigt nun ein Diagramm, in dem über der Zeit bzw. dem Kurbelwinkel der Verlauf der Bewegungen der Kolbenelemente 3 und 4 aufgetragen ist. Auf der Abszisse sind dabei lediglich die oberen und unteren Totpunkte des Arbeitskolbens der Brennkraftmaschine in dem zugehörigen Zylinder markiert. Daraus ist ersichtlich, daß das Diagramm für das Beispiel eines Einlaßventils aufgetragen ist, das etwa im oberen Totpunkt (o.T.) öffnet und im unteren Totpunkt (u.T.) schließt. Mit dem Kurvenzug 25 ist nun der Verlauf des Weges des von dem Nocken 1 betätigten ersten Kolbenelementes 3 bezeichnet, während mit 26 der Kolbenweg des mit dem Ventil 2 verbundenen zweiten Kolbenelementes 4 angegeben ist. Mit dem unter der Abszisse aufgetragenen Kurvenzug 27 ist noch die Stellung des Drehschiebers 6 angedeutet, wobei dieser in dem Bereich 27a seinen geöffneten und im Bereich 27b seinen geschlossenen Zustand aufweist, wobei der Grad der Öffnung durch die ständige Drehung des Drehschiebers unterschiedlich groß ist.

Aus diesem Diagramm ergibt sich, daß die Wege des ersten und zweiten Kolbenelements so lange zusammenfallen, bis der Drehschieber 6 öffnet, und daß im weiteren Verlauf das Kolbenelement 4 schnell seinen maximalen Kolbenhub erreicht, um anschließend wieder auf Null abzufallen, lange bevor auch das Kolbenelement 3 auf seine Ausgangsposition zurückkommt.

Mit 26' ist noch ein weiterer Kolbenhubverlauf mit strichpunkt-  
tierten Linien angedeutet, und zwar für den Fall, daß durch Ver-  
änderung der Winkelstellung des Drehschiebers 6 im Verhältnis  
zum Nocken 1 dessen Öffnungsbeginn in Richtung "später" verscho-  
ben wird. Dadurch ergibt sich eine größere Amplitude des Kolben-  
weges des zweiten Kolbenelementes; außerdem erreicht das zweite  
Kolbenelement auch seine der Schließstellung des Ventils entspre-  
chende Ausgangsposition später, so daß das Auslaßventil in diesem  
Fall länger, also beispielsweise bis über den unteren Totpunkt  
hinaus geöffnet bleibt, was bei bestimmten Betriebsbedingungen  
der Brennkraftmaschine durch Ventilüberschneidungen Vorteile, bei-  
spielsweise Leistungsgewinne, bringen kann.

Durch entsprechende Steuerung des Drehschiebers können so die  
Steuerzeiten der Ventile den jeweiligen Betriebsbedingungen der  
Brennkraftmaschine besser als bisher angepaßt werden. So könnte  
beispielsweise durch entsprechende Auslegung des erfindungsgemä-  
ßen Ventiltriebes, das heißt der Nocken und der Drehschieber, da-  
für gesorgt werden, daß bei niedrigen Drehzahlen und bei Teillasten  
keine oder nur sehr geringe Ventilüberschneidungen, dagegen bei  
höheren Lasten und Drehzahlen größere Ventilüberschneidungen vor-  
gesehen sind. Auf diese Weise könnten sowohl bei höheren als auch  
bei niedrigeren Drehzahlen hohe Drehmomente verwirklicht werden.  
Andere Auslegungskriterien könnten ein möglichst guter Teillastver-  
brauch, ein möglichst stabiler Leerlauf mit geringstmöglichem Kraft-  
stoffverbrauch und ein gutes Anspringen der Brennkraftmaschine auch  
bei niedrigen Außentemperaturen sein. Dazu müßte die Verstellung  
der Drehschieberwelle gegenüber der Nockenwelle abhängig beispiels-  
weise von den Drehzahlen oder der Leistung der Brennkraftmaschine  
erfolgen, aber es wären auch andere Steuergrößen denkbar.

Schließlich könnte eine weitere Verbesserung zur noch weitgehen-  
deren Anpassung der Ventilsteuerzeiten an die Bedingungen und den  
Bedarf der Brennkraftmaschine durch getrennte Steuerung der Einlaß-  
und Auslaßventiltriebe erreicht werden, wobei, wie oben bereits

angedeutet wurde, durch Anordnung je einer Drehschieberwelle für die Einlaß- und die Auslaßventile, oder aber beispielsweise auch durch Anbringung besonderer Ringschieber konzentrisch zu den Drehschiebern der Einlaß- oder der Auslaßventile, die Steuerzeiten dieser Ventile weitgehend unabhängig voneinander verändert werden.

Um den maximalen Ventilhub zu begrenzen, ohne gleichzeitig auch die Ventilöffnungszeiten einzuschränken, könnte auch gemäß Figur 8 eine Ausführung vorgesehen werden, bei der an den Arbeitsraum 5 über eine Leitung 46 ein Überdruckventil 45 angeschlossen ist. Der von einer Feder 47 belastete Ventilkörper 46 dieses Überdruckventils öffnet beim Anschlag des unteren Kolbenelementes 4 an seinem Boden infolge Druckanstiegs den Zutritt zu einer Überströmleitung 49, über die überschüssiges Druckmittel in den Rücklauf abfließt. Auf diese Weise kann bei konstant bleibendem, maximalem Ventilhub praktisch die gesamte Nockenbetätigungszeit ausgenutzt werden, wobei durch früheres oder späteres Eingreifen des Drehschiebers lediglich noch die Ventilöffnungszeit, aber im wesentlichen nicht mehr der Ventilhub bestimmt wird. Ein Diagramm der Ventil- und Nockenhübe für diese Ausführung ist in der Figur 9 dargestellt, in der mit 50 der Verlauf der Nockenbewegung und mit 51 der der Ventilbewegung angegeben ist. Die unterbrochene Linie 52 zeigt den Verlauf der Ventilbewegung bei früherem Öffnen des Drehschiebers, während mit dem strichpunktierten Kurvenzug 53 der Verlauf des Ventilhubes ohne Hubbegrenzung angedeutet ist.

In der Figur 10 schließlich sind in einer Ausführungsvariante zwei gegenüber der Ausführung nach der Figur 1 vorgenommene Änderungsmöglichkeiten angedeutet. Zunächst ist eine Leitung 55 gezeigt, die einen beim Eintauchen/<sup>eines</sup>zylindrischen Ansatzes 11 des zweiten Kolbenelementes 4 in einem zylindrischen Gehäusebund 12 eingeschlossenen Raum 54 mit dem Drehschieber 6 verbindet. Die Leitung 55 ist dabei so an den Drehschieber 6 angeschlossen, daß sie während der Schließbewegung des Ventils 2 geschlossen, jedoch bei der Öffnungsbewegung des Ventils 2 mit der Leitung 18 und dem Raum 5 verbunden ist. Dies

bewirkt, daß während des Schließens des Ventils eine hydraulische Dämpfung erreicht wird, dagegen beim Öffnen des Ventils eine zu große Druckabsenkung im Raum 54 und damit das Entstehen von Gasblasen, die die Ventilbewegung nachteilig beeinflussen könnten, vermieden wird.

Die Figur 10 zeigt weiter, daß die Druckmittelleitung 7 auch nicht ständig mit der Leitung 21 verbunden zu sein braucht, sondern daß es auch zweckmäßig sein kann, die Verbindung dieser beiden Leitungen und damit die Druckmittelzufuhr von dem Ausgleichskolben 15 steuern zu lassen. Dazu weist der in der Figur 10 mit 15' bezeichnete Ausgleichskolben eine Ringnut 56 auf, über die die Druckmittelleitung 7 bei entsprechender Stellung des Kolbens 15' mit einer zu der Leitung 21 führenden Leitung 57 verbunden ist. Gleichzeitig steuert eine stirnseitige Steuerkante 59 des Ausgleichskolbens 15' die Verbindung des Arbeitsraums 58 mit einer Ablaufleitung 60. Die Steuerung erfolgt dabei so, daß der Ausgleichskolben um eine mittlere Stellung schwingt, die zwischen den Stellungen liegt, bei der der Arbeitsraum 58 mit der Druckmittelzuführungsleitung 7 bzw. mit der Ablaufleitung 60 verbunden ist. Auf diese Weise kann die in der Figur 1 vorgesehene Drossel 10 bzw. das Druckbegrenzungsventil 14 weggelassen werden.

030065/0094

ORIGINAL INSPECTED

2926327

19.

Numm-er: 29 26 327  
 Int. Cl. 2: F 01 L 9/02  
 Anmelde-tag: 29. Juni 1979  
 Offenlegungstag: 29. Januar 1981

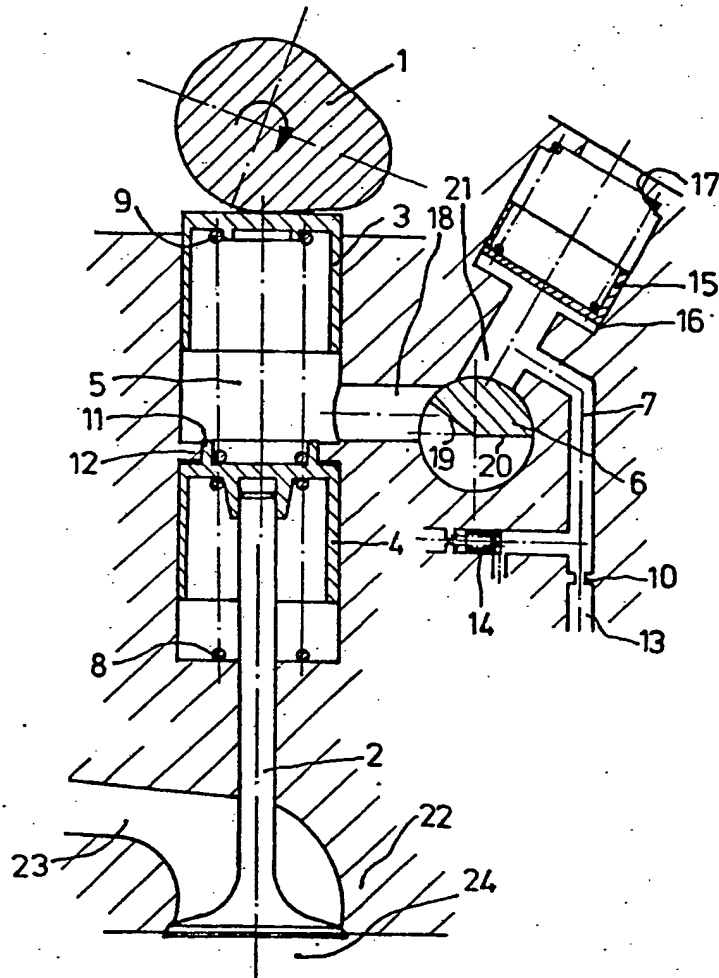


Fig.1

030065/0094

ORIGINAL INSPECTED

K 2711<sub>11</sub>

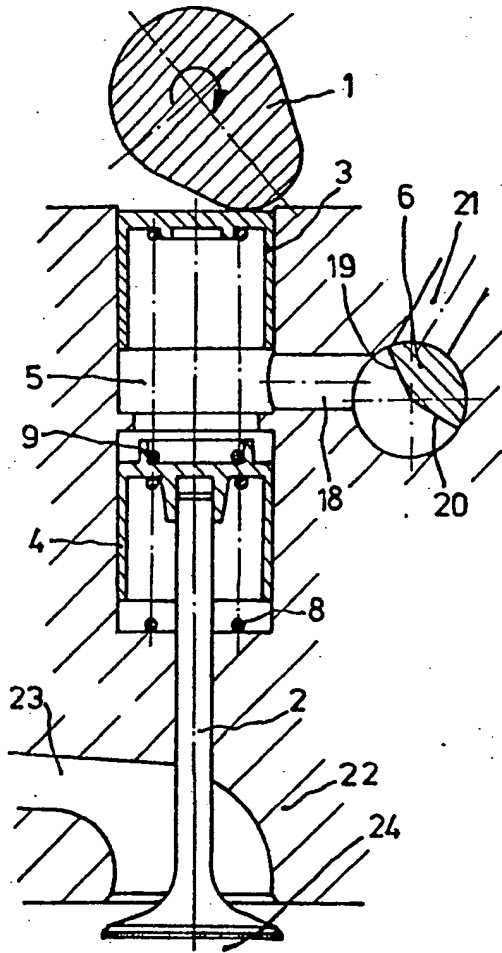


Fig.2

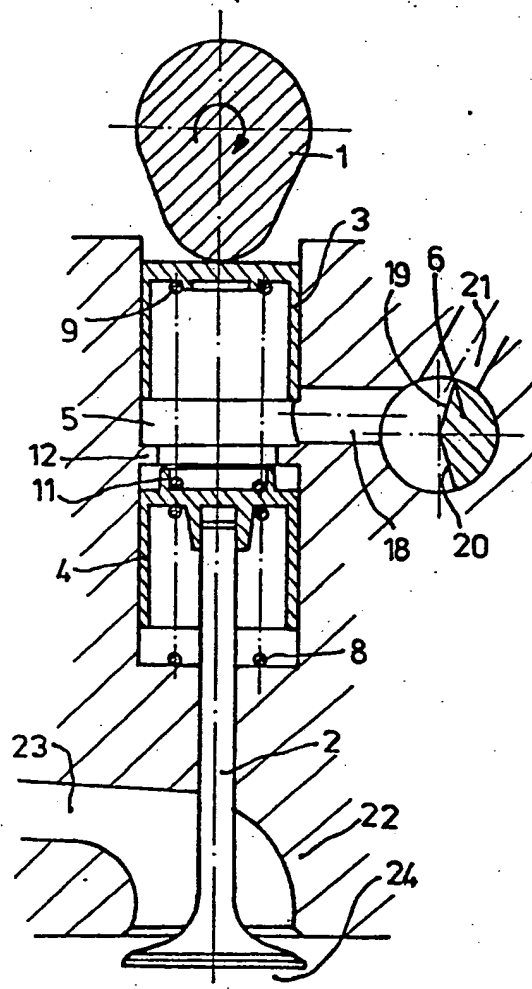


Fig.3

2926327

Fig.4

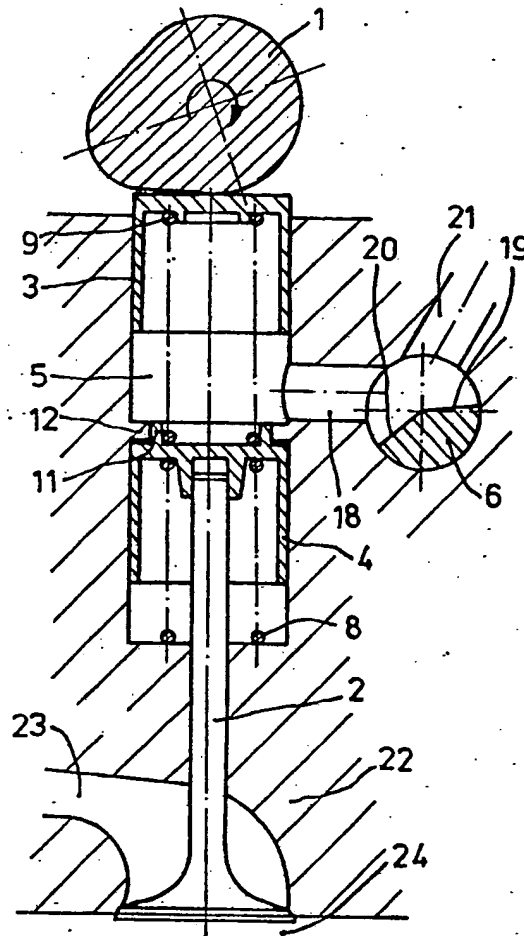
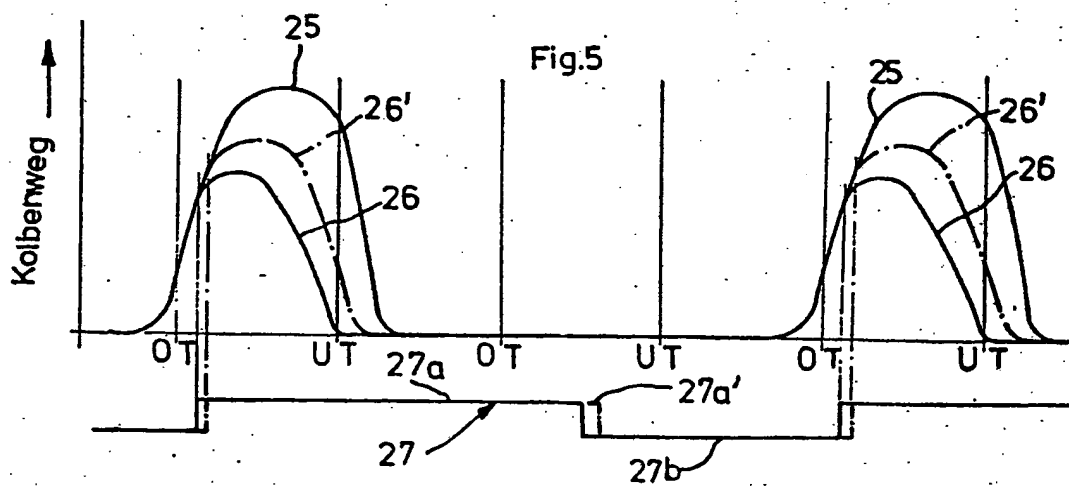


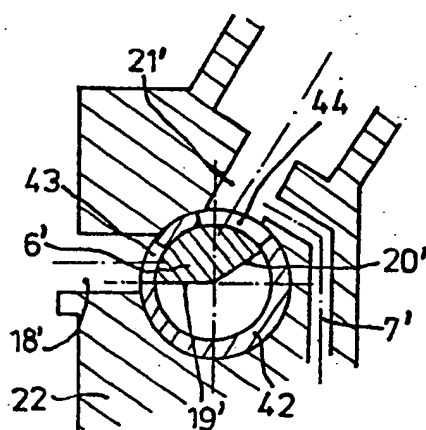
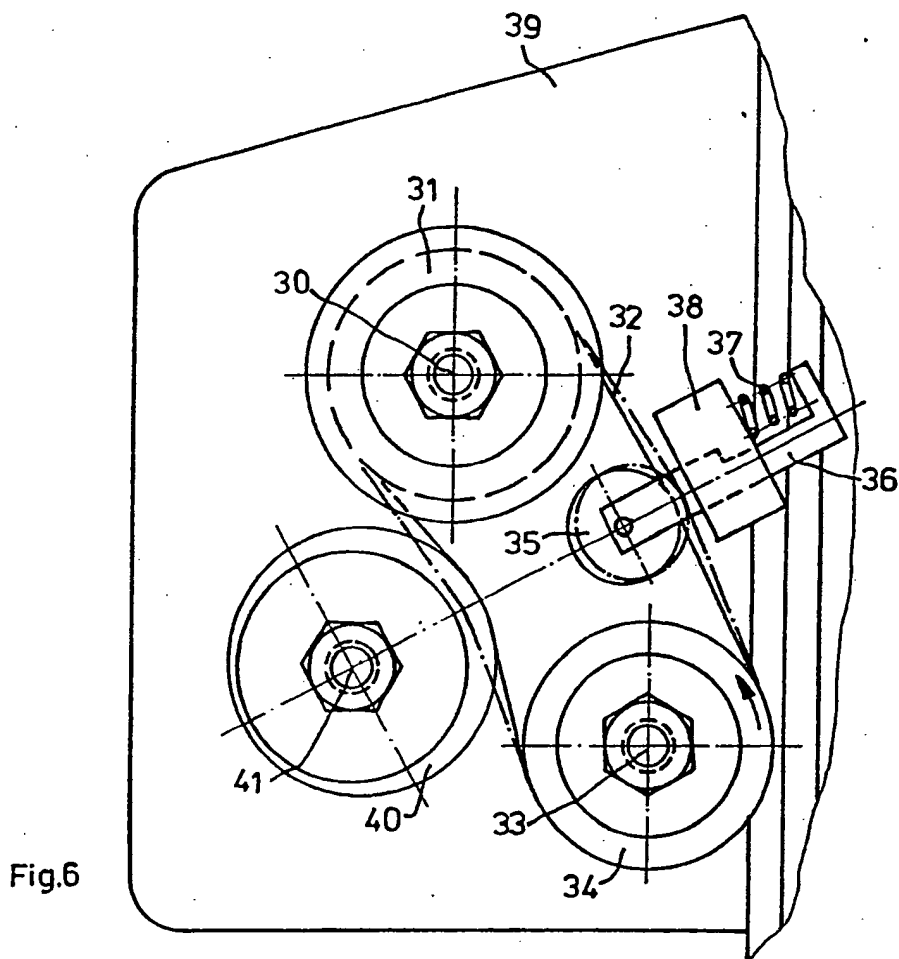
Fig.5



030065/0094

ORIGINAL INSPECTED

K 2711,





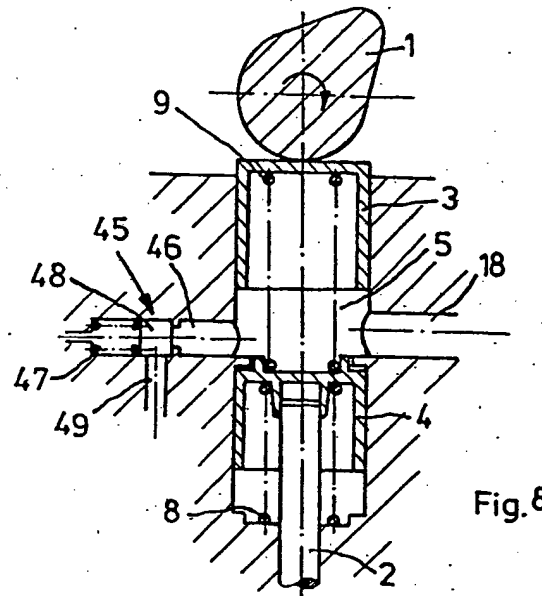


Fig. 8

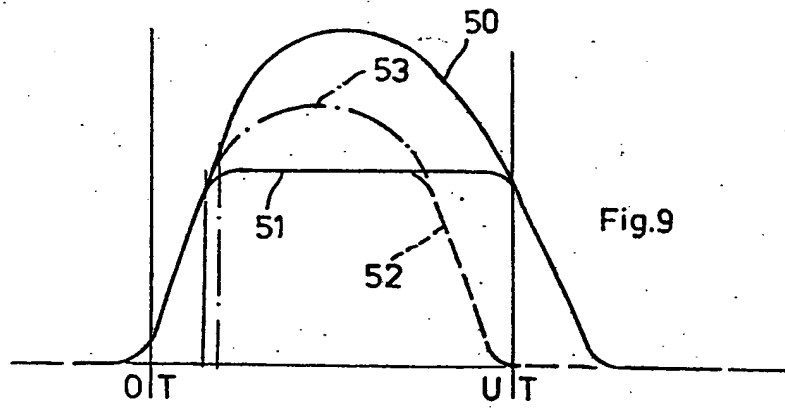


Fig. 9

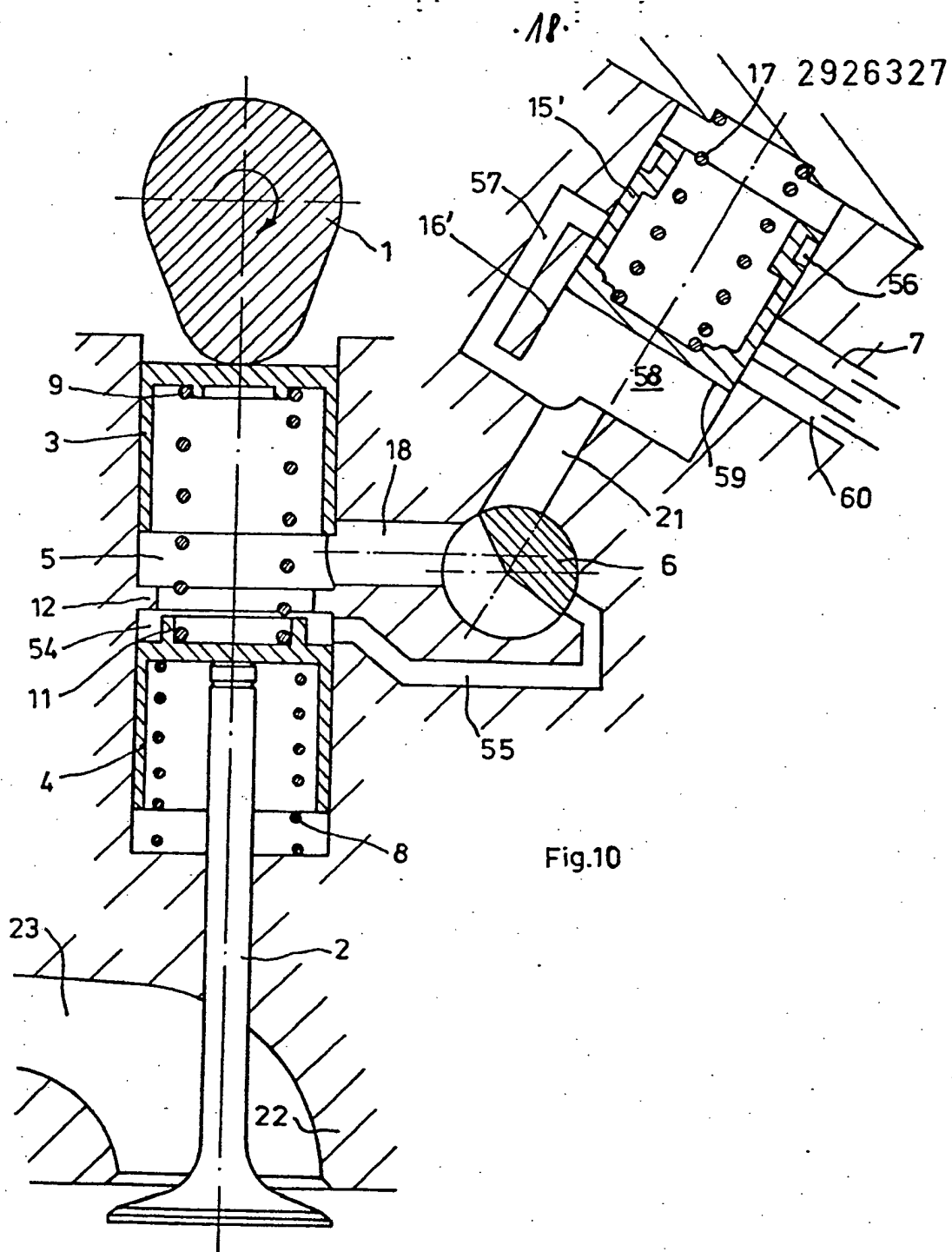
Volkswagenwerk AG Wolfsburg

030065/0094

K 2711/5

ORIGINAL INSPECTED

40 20



Volkswagenwerk AG Wolfsburg

030065/0094

K 2711/6

01.6.23

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER: \_\_\_\_\_**

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**